

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Pneumatický rotační pístový motor

Pneumatic Rotary Piston Motor

Student:

Bc. Martin Fus

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

OSTRAVA 2012

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Poděkování:

Děkuji panu prof. Ing. Jaroslavu Kopáčkovi, CSc. za odborné vedení, rady a pomoc při tvorbě této diplomové práce. Dále pak děkuji Bc. Kateřině Korčecové a Mgr. Lujze Králové za pomoc s překladem ruské odborné literatury. Dále pak Bc. Anně Kupkové a Nikol Poštulkové za pomoc s překladem konkrétních částí diplomové práce do anglického jazyka.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Fus**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Pneumatický rotační pístový motor**
Pneumatic Rotary Piston Motor

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt pneumatického pístového rotačního motoru pro tyto parametry: výkon 5kW, 1200 otáček za minutu, pracovní tlak na vstupu do motoru 5bar. Zvolte alternativu motoru s ojnícovým klikovým mechanismem nebo s kulisovým mechanismem. V rámci projektu vypracujte:

1. přehled typů pneumomotorů, jejich výhody a nevýhody a příklady použití,
2. teorie pístových pneumomotorů a výpočet základních pracovních parametrů: tlak, moment, geometrický objem, spotřeba vzduchu, účinnosti,
3. charakteristiky pneumomotoru jako závislost výkonu, momentu, spotřeby a specifické spotřeby na otáčkách,
4. výpočet hlavních rozměrů pneumomotoru pro zadané a dále zvolené parametry,
5. projekt motoru s vyznačením hlavních rozměrů.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0
- KOPÁČEK, J. *Pneumatické motory – jejich možnosti a použití*. In Strojírenská výroba. Roč. 1975, č. 1
- KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Žilina : Vysoká škola dopravy a spojov, 1991.- 169 s. ISBN 80-7100-057-4
- ZINĚVIČ, V.D., GEŠLIN, L.A. *Poršnevyje i šestěrennyje pněvmodvigatěli*. Moskva 1980
- DJAČKOV, B.I. *Vysokomomentnyje gidromotory*. Moskva, Mašinostrojenije 1980
- JULIŠ, K., BREPTA, R. *Mechanika. I. díl, Statika a kinematika*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1986 - 477 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.**

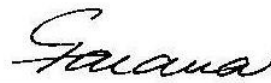
Konzultant diplomové práce: Dr. Ing. Radim Olšovský

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

FUS, M. *Pneumatický rotační pístový motor*. Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. 50 s. Diplomová práce, vedoucí: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

Diplomová práce se zabývá řešením projektu radiálního pístového pneumatického motoru, jehož základní parametry jsou součástí zadání. Práce uvádí přehled různých typů pneumatických motorů, které jsou mezi sebou porovnány. Rovněž je proveden rozbor volby pneumatického motoru jako pohonu stroje, na základě výhod a nevýhod pneumatických motorů obecně. Diplomová práce souhrnně rozebírá základní teorii radiálních pístových motorů, ze které je nadále vycházeno při výpočtu konkrétního typu motoru. V závěru je pak uveden obecný kinematický výpočet zvoleného mechanismu. Práce je náležitě ilustrovaná schématy a obrázky, které slouží k lepšímu pochopení řešené problematiky.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

FUS, M. *Pneumatic rotary piston motor*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2012. 50 p. Master Thesis, head: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

The master thesis deals with the solution of the project of radial piston pneumatic motor. The basic parameters are included in the assignment. The thesis shows different types of pneumatic motors and compares them. The thesis presents an overview of different types of pneumatic motors, which are compared to each other. Subsequently, a choice of pneumatic motor is analyzed as a machine drive according to the advantages and disadvantages of pneumatic machines in general. The master thesis also deals with the main theory of radial piston pneumatic motors. The theory serves as a base for the calculation of the specific type of engine. General kinematic calculation of selected mechanism is described at the end of the thesis. The thesis includes a lot of images and schemes, which support understanding of the problematic.

OBSAH

1. SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	9
2. ÚVOD.....	11
2.1. TYPY PNEUMATICKÝCH ROTAČNÍCH MOTORŮ A JEJICH PARAMETRY	11
2.2. VÝHODY A NEVÝHODY PNEUMATICKÝCH MOTORŮ	12
2.3. OBLASTI POUŽITÍ PNEUMATICKÝCH MOTORŮ	16
3. ZÁKLADY TEORIE RADIÁLNÍCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ.....	18
3.1. PRINCIP ČINNOSTI.....	18
3.2. PRÁCE PNEUMATICKÉHO MOTORU.....	21
3.3. STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK.....	23
3.4. PRŮBĚH EXPANZE V PNEUMATICKÝCH MOTORECH	24
3.5. SKUTEČNÝ INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM	26
3.6. VÝKON PNEUMATICKÉHO MOTORU	27
3.7. MOMENT PNEUMATICKÉHO MOTORU	28
3.8. SPOTŘEBA VZDUCHU PNEUMATICKÉHO MOTORU	29
3.9. ÚČINNOST PNEUMATICKÉHO MOTORU:	32
3.10. KOMPLEXNÍ CHARAKTERISTIKA PNEUMATICKÉHO MOTORU	34
4. VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ RADIÁLNÍHO PÍSTOVÉHO MOTORU	36
4.1. VOLBA KONSTRUKCE MOTORU.....	36
4.2. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ	36
4.3. SOUHRN VYPOČTENÝCH PARAMETRŮ.....	42
4.4. KOMPLEXNÍ CHARAKTERISTIKA MOTORU	42
4.5. KINEMATICKÝ VÝPOČET KULISOVÉHO MOTORU	45
5. PROJEKT MOTORU S VYZNAČENÍM HLAVNÍCH PARAMETRŮ	47
6. ZÁVĚR.....	48
7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	49

1. SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

značka	název	jednotka
A	práce	N.m
D	průměr	m
F	síla	N
H	zdvih	m
L	délka	m
M	točivý moment	N.m
P	příkon, výkon	W
Q	objemový průtok, spotřeba vzduchu	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
R	plynová konstanta	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
R	poloměr	m
S	plocha	m^2
T	termodynamická teplota	K
V	objem	m^3
a	zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
a	koeficient proporcionality	1
d	průměr	m
i	počet činných subjektů	1
m	hmotnost	kg
n	otáčky	s^{-1}
n	polytropický exponent	1
p	tlak, přetlak	Pa
q	specifická spotřeba vzduchu	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$
r	poloměr	m
s	vzdálenost	m
t	teplota	°C
u	rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
x	vzdálenost	m

α	úhel natočení	°, rad
δ	součinitel poměrného plnění	1
η	účinnost	%, 1
φ	úhel natočení	°, rad
κ	adiabatický exponent	1
ρ	hustota	kg.m ⁻³
σ	výkonová hustota	kW.cm ⁻²
ω	úhlová rychlost	rad.s ⁻¹


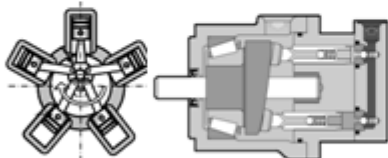

indexy

DÚ	dolní úvrat'
E	elektrický
H	hydraulický
HG	hydrogenerátor
HM	hydraulický motor
HÚ	horní úvrat'
K	kompresor
M	motor
N	normální
P	pneumatický
PM	pneumatický motor
Q	průtokový
SM	spalovací motor
V	vedení
Z	ztrátový, záběrový
abs	absolutní
atm	atmosférický
c	celkový
e	efektivní
g	geometrický
i	indikovaný, okamžitá hodnota
m	mechanický, hmotnostní
n	jmenovitý
s	skutečný
t	technický, teoretický

2. ÚVOD

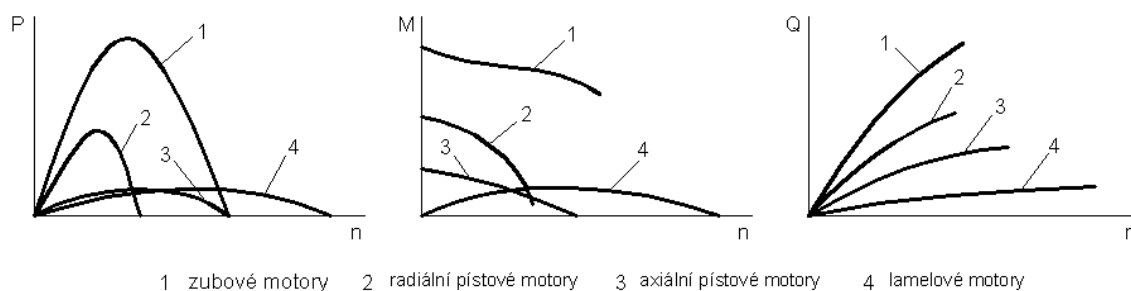
2.1. Typy pneumatických rotačních motorů a jejich parametry

Pneumatické rotační motory jsou mechanismy, které využívají stlačeného vzduchu jako nositele energie. Tuto energii pak transformují na rotační pohyb výstupního hřídele. Motory rozdělujeme na lamelové, zubové a pístové, jak ukazuje tab. 2.1. Pístové motory dále dělíme na radiální (píst se pohybuje kolmo k ose rotace) a axiální (pohyb pístu je rovnoběžný s osou rotace). Zvláštní skupinou jsou pak motory turbínové.

TYP	SCHÉMA	PRACOVNÍ PARAMETRY		
		VÝKON [kW]	OTÁČKY [min^{-1}]	SPEC. SPOTŘEBA [$\text{m}^3_{\text{N}} \text{ kW}^{-1} \text{ min}^{-1}$]
zubový ozubení přímé ozubení šikmé ozubení šípové		1,5 - 15	1450 - 3000	0,65 - 1
		10 - 40	1450	0,58 - 0,83
		20 - 60	1450	0,58 - 0,83
pístový radiální axiální		0,2 - 15	400 - 1500	0,8 - 1,2
		0,5 - 5	400 - 1000	1,5 - 0,75
lamelový		0,1 - 5	1000 - 50 000	1 - 2,5

tab. 2.1 Přehled typů pneumatických motorů.

Při volbě pneumatického motoru je potřeba přihlídnout k jeho pracovním parametrům. Základními parametry rotačních pneumatických motorů jsou výkon P , otáčky n a spotřeba vzduchu Q , viz obr. 2.1. Druhotným kritériem při výběru pneumatického motoru může být jeho celková účinnost η_c . Ta bývá pro uvedené typy motorů v rozmezí 0,3 – 0,4, přičemž 0,4 přísluší pístovým motorům. Je to zejména z důvodu jejich lepšího utěsnění pracovního prostoru. Celková účinnost se s dobou provozu pneumatických motorů vlivem opotřebení snižuje. Tím dochází ke snížení výkonu a otáček a zároveň ke zvýšení spotřeby vzduchu.



obr. 2.1 Charakteristiky pneumatických motorů (výkon, moment, spotřeba vzduchu)

2.2. Výhody a nevýhody pneumatických motorů

Výhody a nevýhody pneumatických motorů jsou úzce spjaty s výhodami a nevýhodami pneumatiky obecně. Jejich vlastnosti jsou ovlivněny zejména pracovním médiem, což je v našem případě vzduch. Z obecně známých výhod a nevýhod pneumatických mechanismů vybereme ty hlavní, jež nám zásadním způsobem ovlivňují možnosti použití pneumatického motoru.

Výhody:

Jednoduchost konstrukce

Pneumatické motory jsou svou konstrukcí značně obdobné motorům hydraulickým. Oproti motorům hydraulickým je však jejich konstrukce méně náročná a to především pro nižší pracovní tlak. Pneumatický obvod pracuje převážně s tlakem 0,6 - 1 MPa. Hydraulický řádově v desítkách MPa. Menší konstrukční náročnost pozitivně ovlivňuje výslednou cenu motoru. Následek nižšího pracovního tlaku však znemožňuje použití těchto motorů pro vysoké výkony

Možnost práce ve specifickém prostředí

Specifickým prostředím rozumíme prostředí vlhké, korozivní, prašné, s nebezpečím výbuchu, ale také prostředí náročné na čistotu (farmaceutický průmysl, potravinářský průmysl, aj.) Zvláštní pozornost si zaslouží možnost práce pod vodou, kdy není zapotřebí zvláštních konstrukčních úprav jako například u elektrických motorů.

Tlumení rázů

Stlačitelnost vzduchu nám zajišťuje, že v pneumatickém rozvodu nebudou vznikat tlakové rázy, které by mohly poškodit motor. Dále nám pak umožňuje efektivně tlumit rázy a kmity vznikající od provozu poháněného zařízení.

Přetížitelnost

Pneumatické motory umožňují trvalou možnost přetížení až k zastavení bez jakéhokoliv poškození. Po odeznění přetěžující síly se motor opět rozbíhá. Důležitou vlastností také je, že se při přetížení motor nezahřívá.

Absence odpadního potrubí

Na výstupu z motoru je zpravidla umístěn jen tlumič hluku. Odpadní vzduch může v některých případech značně zpříjemňovat pracovní prostředí (např. hlubinné doly).

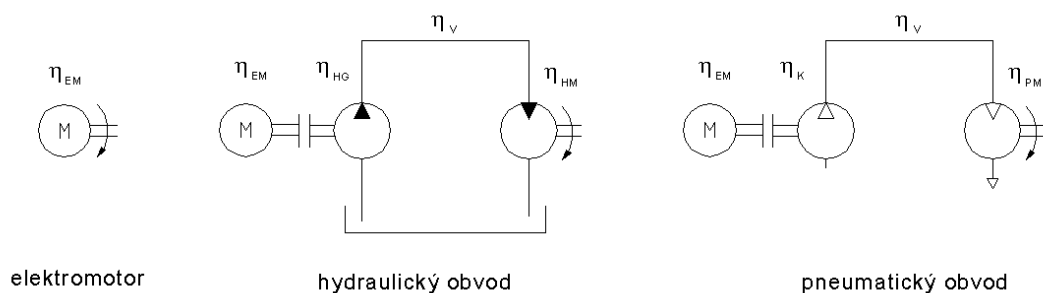
Nezávislost na okolní teplotě

Viskozita vzduchu se mění se změnami teploty jen minimálně. To nám umožní provoz zařízení ve velkém rozsahu okolní teploty.

Nevýhody:

Účinnost

Hlavní nevýhodou pneumatických pohonů obecně, je jejich malá celková účinnost ($\eta_p \cong 0,15 - 0,20$) oproti pohonům hydraulickým ($\eta_H \cong 0,88$), nebo pohonům elektrickým ($\eta_E \cong 0,92$). Je to dáno součinem dílčích účinností, jak je znázorněno na obr. 2.2. Ještě nižší účinnosti u pneumatických pohonů dosáhneme, použijeme-li namísto elektrického motoru motor spalovací ($\eta_{SM} \cong 0,35$).



obr. 2.2 Znázornění dílčích účinností pro výpočet účinnosti celkové.

Nároky na čistotu vzduchu

Abychom dosáhli bezproblémové funkce pneumatického motoru, je zapotřebí zbavit vzduch prachových částic a tímto mu zajistit požadovanou čistotu. Dále pak je potřeba zbavit vzduch vlhkosti (korozivní působení), případně doplnit o olejovou mlhu (mazání pohyblivých částí). Na čistotu pracovního média jsou rovněž náročné i hydraulické motory, zvláště pak servomotory.

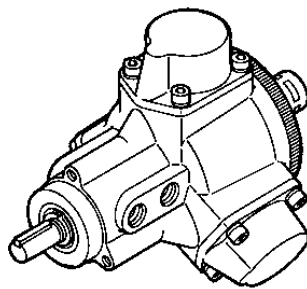
Tuhost mechanismu

Stlačitelnost vzduch nám sice zajišťuje možnost tlumení rázů a vibrací, na druhou stranu však přispívá ke značnému snížení tuhosti motoru. Proto je velmi složitá přesná regulace otáček pod vlivem zatížení.

Hlučnost

Expanze vzduchu při výstupu z motoru způsobuje hluk. Ten se zvyšuje s rostoucím výkonem motoru. Tento jev lze částečně eliminovat použitím tlumičů hluku.

Zvláštní srovnání jednotlivých výhod a nevýhod použití pneumatického rotačního motoru uvádí katalog firmy Parker. Ten prezentuje radiální pístový motor typu P1V-P, obr. 2.3, jehož výkon a otáčky jsou v rozmezí: $P = 0,2 - 0,4 \text{ kW}$, $n = 400 - 1200 \text{ min}^{-1}$. Porovnání jednotlivých vlastností s jinými motory ukazuje tab. 2.2.



obr. 2.3 Radiální pístový motoru Parker, typ P1V-P

vlastnosti	pneumatický motor	hydraulický motor	elektrický motor	elektrický motor s regulací	elektrický motor s regulací se zpětnou vazbou
bezpečnost při přetížení	***	***	*	**	***
zvýšení momentu při stoupající zátěži	***	**	*	**	***
snadná regulace momentu	***	***	*	*	***
snadno měnitelné otáčky	***	***	*	***	***
snadná regulace výkonu	***	***	*	**	***
spolehlivost	***	***	***	***	***
robustnost	***	***	*	*	*
cena instalace	***	*	**	**	**
servis	***	**	*	*	*
šetrný k životnímu prostředí	***	***	*	*	*
bezpečný ve výbušném prostředí	***	***	*	*	*
bezpečný v prostředí elektroinstalace	***	***	*	*	*
nebezpečí při průsaku oleje	***	*	***	***	***
hmotnost	**	***	*	**	*
výkonová hustota	**	***	*	*	*
velikost momentu úměrná rozměrům	**	***	*	*	*
hluk během provozu	*	***	**	**	**
energetická účinnost	*	**	***	***	***
servisní intervaly	*	**	***	***	***
pořizovací cena	*	*	***	***	**
přesnost regulace otáček	*	**	*	**	***
dynamická regulace	*	*	*	*	***
kommunikace, automatizace	*	*	*	***	***
* = dobře ** = velmi dobře *** = vynikající					

tab. 2.2 Srovnání vlastností pneumatického pohonu s vlastnostmi jiných pohonů.

2.3. Oblasti použití pneumatických motorů

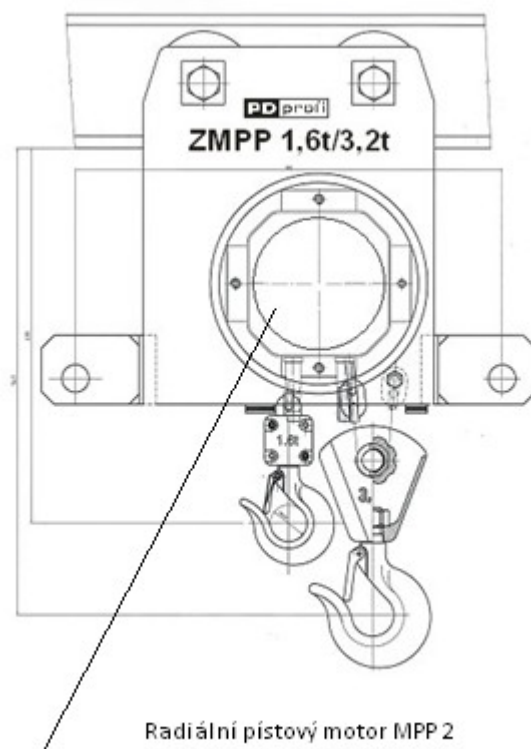
Oblasti použití pneumatických motorů plynou především z jejich výhod oproti jiným druhům motorů, zejména pak z výhody - práce ve specifickém prostředí. Budeme-li se bavit o motoru radiálním pístovém, je zapotřebí zohlednit rozsah jeho pracovních parametrů a v neposlední řadě také rozměry, z nichž vyplývá i jeho hmotnost. V tomto ohledu narazíme na pojem výkonová hustota neboli hustota přenášené energie $\sigma = P/S$ [kW/cm²]. Tento parametr nám zjednodušeně říká, jak velká musí být pracovní plocha S motoru, resp. celkové rozměry motoru, abychom dosáhli daného výkonu. Porovnání jednotlivých pohonů z hlediska výkonové hustoty ukazuje tab. 2.3. Z této tabulky je patrné, že pneumatický pohon má výkonovou hustotu nejmenší, což naznačuje, že pro dosažení daného výkonu bude tento pohon v porovnání např. s hydraulickým několikanásobně rozměrnější. Lze usuzovat, že výkonová hustota a celková účinnost jsou hlavními důvody, pro které se výroba radiálních pístových motorů v poslední době značně omezila. Radiální pístové motory jsou stále více nahrazovány elektromotory.

TYP POHONU	σ
hydraulický	50
elektrický	1,5
pneumatický	1
ozubená kola	30
řetězový převod	22

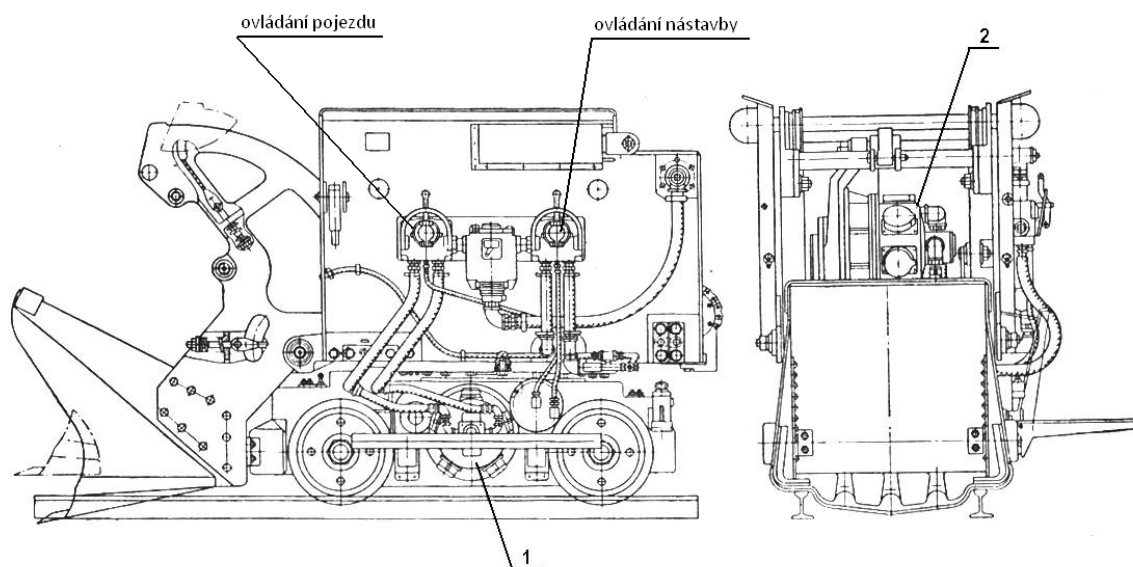
tab. 2.3 Výkonová hustota [3]

Některé praktické příklady použití radiálních pístových motorů:

- pohon jeřábových koček, obr. 2.4
- pohon řezacích nástrojů v dřevozpracovatelském průmyslu
- ovládání ventilů a šoupátek armatur
- pohon čerpadla pro dopravu kapalin
- mechanismy pracující v důlním průmyslu, obr. 2.5
- dopravníky
- míchadla
- lanové vrátky



obr. 2.4 Pneumatický motor jako pohon jeřábové kočky. [17]



obr. 2.5 Přehazovací nakládač s pneumatickým pohonem; 1 - pohon podvozku, 2 - pohon nástavby.

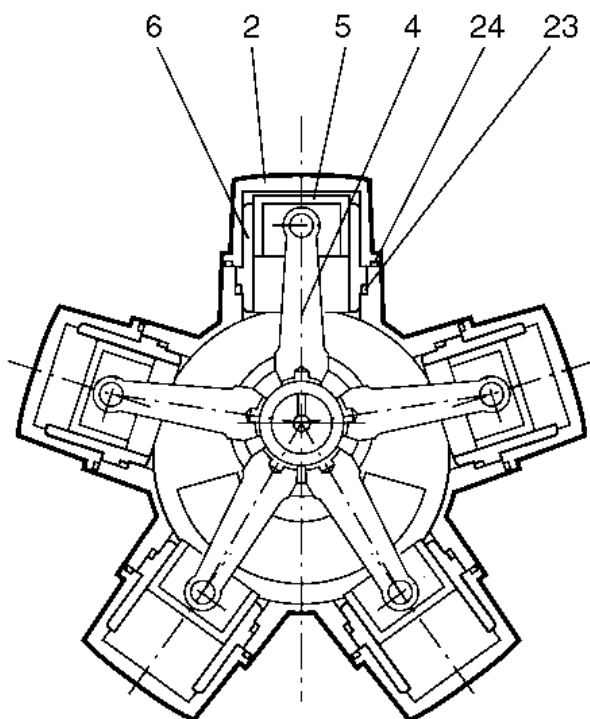
3. ZÁKLADY TEORIE RADIÁLNÍCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ

3.1. Princip činnosti

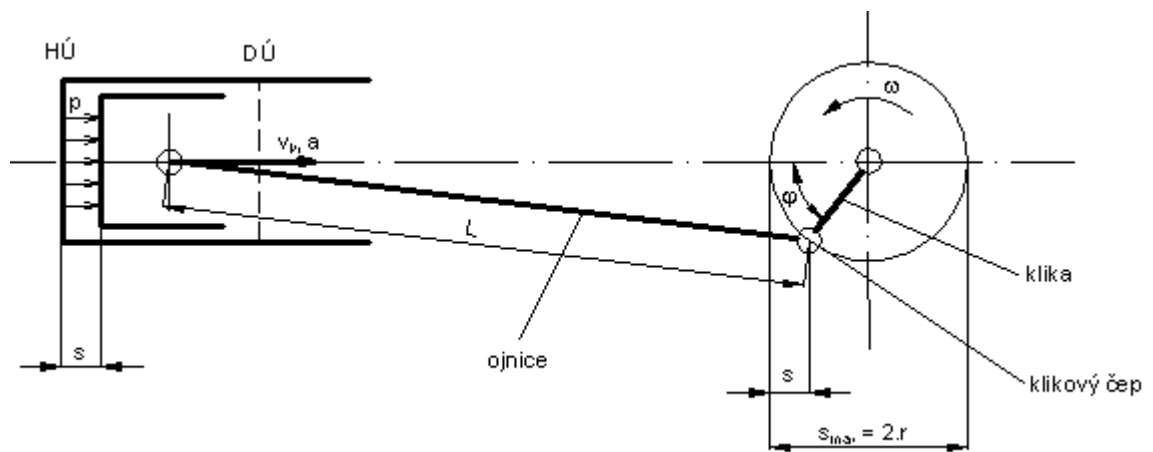
Radiální pístové pneumatické motory se vyrábí v několika provedeních. Je to provedení s klikovým mechanismem, kulisovým mechanismem a také provedení s křivkovou oběžnou dráhou.

Pneumatický motor s klikovým mechanismem:

Písty konají ve válcích vratný pohyb. Válce jsou uspořádány radiálně (hvězdicově) kolem osy rotace motoru. Pohyb se přenáší klikovým mechanismem, který umožňuje dosáhnout vysokého záběrového momentu. Kromě tohoto nerozšířenějšího uspořádání válců existují také pístové motory s válci v řadě, v uspořádání do V a také s písty proti sobě. [2]



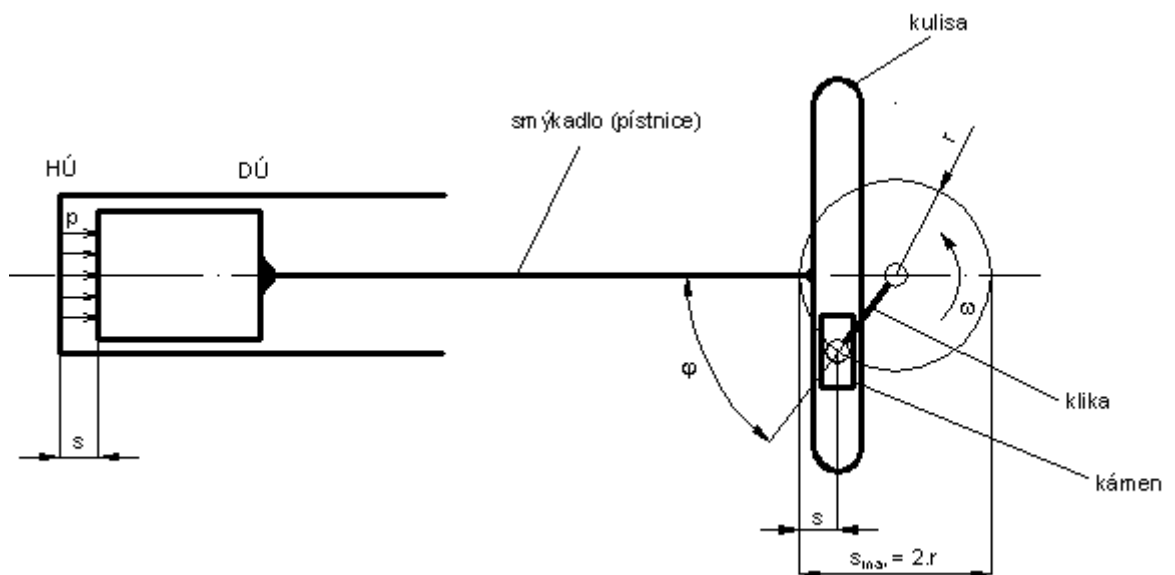
obr. 3.1 Schéma pneumatického motoru s klikovým mechanismem firmy Parker; 6 - vodící pouzdro, 2 - plášť válce, 5 - píst, 4 - ojnice, 24, 23 - O kroužky. [16]



obr. 3.2 Kinematické schéma klikového mechanismu.

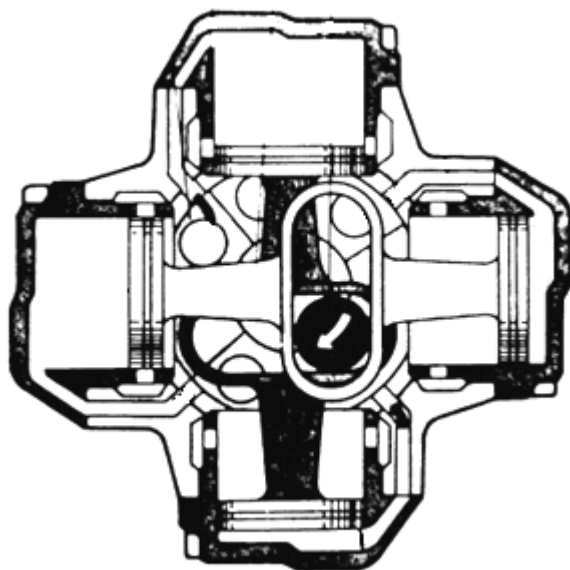
Pneumatický motor s kulisovým mechanismem:

Základ těchto motorů tvoří pravoúhlá kulisa. Mechanismus s pravoúhlou kulisou slouží k přeměně otáčivého pohybu kliky na přímočarý vratný pohyb smýkadla. Průběh rychlosti z horní úvrati do dolní úvrati je stejný. [8]



obr. 3.3 Kinematické schéma kulisového mechanismu.

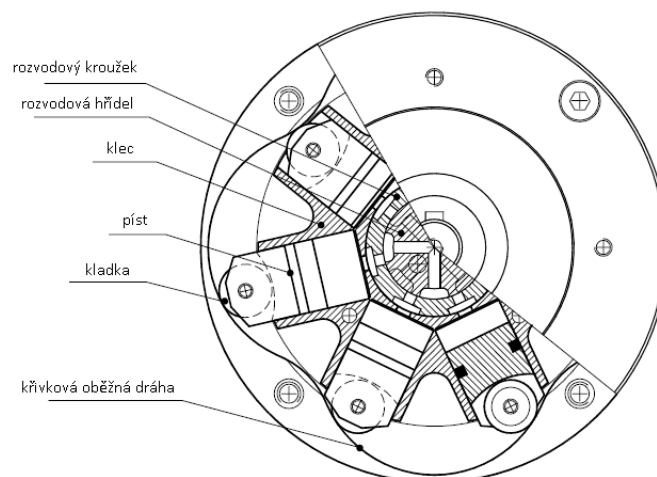
V pneumatickém motoru s kulisovým mechanismem jsou klika a kámen nahrazeny excentricky uloženým čepem, který se otáčí okolo osy rotace výstupní hřídele. Tento čep je uložen v kulise, která je pevně spojena se smýkadlem (pístnicí). Na excentrickém čepu jsou uloženy 2 kulisy, které jsou vůči sobě pravoúhlé. To znamená, že první kulisa koná pohyb v horizontální rovině, druhá pak v rovině vertikální.



obr. 3.4 Schéma pneumatického motoru s kulisovým mechanismem. [4]

Pneumatický motor s křivkovou oběžnou dráhou:

Tento typ motoru pracuje bez klikové hřídele a pístnice. Písty jsou hvězdicově uspořádány a pohybují se po křivkové oběžné dráze uvnitř pláště motoru. Stlačený vzduch je přes rozvodový mechanismus přiváděn od středu přímo pod jednotlivé písty. Na konci každého pístu je kladka, která se otáčí na dvojici ložisek. Odvalování kladky po vnitřním povrchu pláště umožňuje motorům pracovat ve velmi nízkých otáčkách, protože se tímto pohybem minimalizují třecí odpory.



obr. 3.5 Schéma pneumatického motoru s křivkovou oběžnou dráhou. [18]

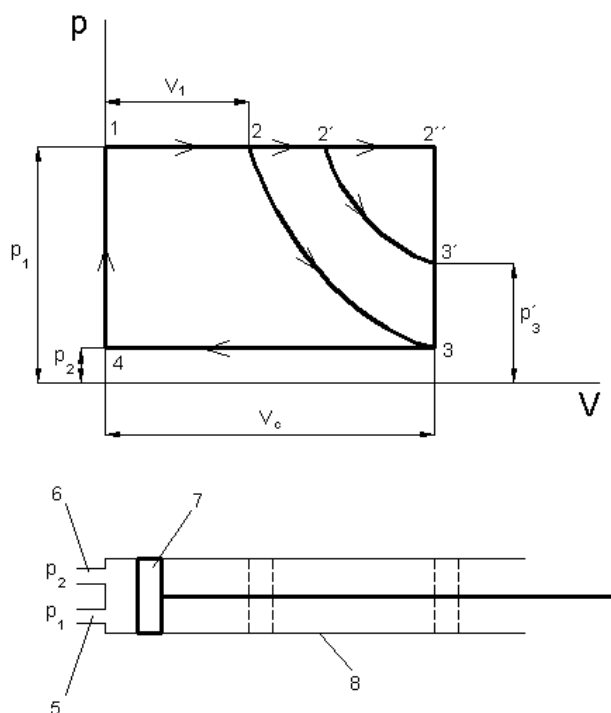
Kinematický a dynamický rozbor motoru s příslušnými výpočty bude uveden až po výběru konkrétního mechanismu v kapitole 4. - *Výpočet hlavních rozměrů radiálního pístového motoru.*

3.2. Práce pneumatického motoru

V objemových motorech se zkoumá průběh teoretického pracovního procesu na ideálním stroji, u kterého se zanedbává škodlivý prostor a rozptyl energie. Předpokládá se okamžitá činnost rozváděcího ústrojí tlakového i odpadního vzduchu. Teoretický i skutečný pracovní oběh pneumatického motoru se zkoumá z indikátorového diagramu. [2]

Bavíme-li se o teoretickém pracovním procesu, je pracovním médiem také ideální plyn. Ten je definován jako soustava hmotných bodů, nulového objemu molekul, mezi nimiž nepůsobí žádné mezi-molekulové (kohezní) síly a které jsou v neustálém, neuspořádaném přímočarém pohybu. [4]

Plocha, která je v indikátorovém diagramu vymezena křivkami, představuje práci pneumatického motoru. Čím je plocha diagramu větší, tím větší práci dokáže motor konat.



obr. 3.6 Teoretický indikátorový diagram.

Vzduch pod tlakem p_1 vstupuje kanálem (5) do válce (8) pneumatického motoru a pohybuje pístem (7) vpravo. Naplňování válce vzduchem končí v bodu (2, 2') - motory s částečným plněním, nebo v bodě (2'') - motory s úplným plněním. Od bodu (2, 2') dochází k uzavření přívodu vzduchu kanálem (5) a nastává expanze vzduchu (křivka 2 - 3) - motory s úplnou expanzí, (křivka 2' - 3') - motory s částečnou expanzí. Při zpětném chodu pístu dochází nejprve k otevření kanálu (6) a vytlačování vzduchu pístem (7) do atmosféry (čára 3 - 4).

Celková práce ideálního pneumatického motoru se vypočte jako součet dílčích prací:

$$A = A_{12} + A_{23} + A_{34} + A_{41} \quad (3.1)$$

Práce plnění:

$$A_{12} = p_1 \cdot V_1 \quad (3.2)$$

Práce při expanzi:

$$A_{23} = \int_{v_1}^{v_c} p \, dV \quad (3.3)$$

Práce při vyprazdňování:

$$A_{34} = -p_2 \cdot V_c \quad (3.4)$$

Práce spojená se zvýšením tlaku z p_2 na p_1 :

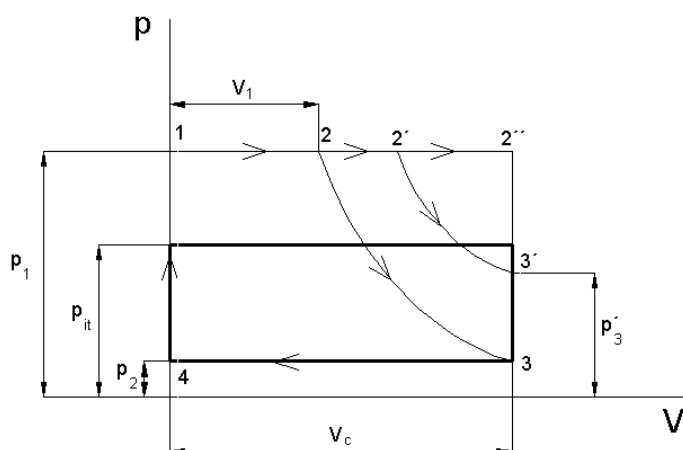
$$A_{41} = 0 \quad (3.5)$$

Celková práce motoru se po dosazení vypočte:

$$A = p_1 \cdot V_1 + \int_{v_1}^{v_c} p \, dV - p_2 \cdot V_c = p_{it} \cdot V_c \quad (3.6)$$

kde p_{it} je střední indikovaný tlak a V_c je celkový objem válce motoru. Toto zjednodušení výpočtu nahrazuje teoretický indikátorový diagram obdélníkem o výšce rovné p_{it} a straně rovné hodnotě V_c , obr. 3.7.

3.3. Střední indikovaný tlak



obr. 3.7 Znárodnění středního indikovaného tlaku v indikátorovém diagramu.

Výpočet středního indikovaného tlaku je různý pro motor plnotlaký a s částečnou expanzí. Pro plnotlaký motor platí:

$$p_{it} = p_1 - p_2 \quad (3.7)$$

U motoru s částečnou expanzí (motory radiální pístové) víme, že ve skutečnosti probíhá expanze polytropicky. Proto budeme uvádět výpočet pouze pro tuto variantu. Střední indikovaný tlak pro polytropickou expanzi:

$$p_{it} = \delta \cdot p_1 \frac{n - \delta^{n-1}}{n-1} - p_2 \quad (3.8)$$

V rovnici představuje člen δ poměrné plnění. Hodnota poměrného plnění je ohraničena přípustnou teplotou vzduchu po expanzi a lze ji volit v rozmezí $\delta = 0,45 - 0,75$. U moderních pneumatických motorů se volí $\delta \cong 0,5$. Hodnotu poměrného plnění lze rovněž vypočíst dle vztahu:

$$\delta = \frac{V_1}{V_c} \quad (3.9)$$

3.4. Průběh expanze v pneumatických motorech

V motorech s částečným plněním dochází k expanzi vzduchu (znázorňuje křivka 2–3 a 2'–3' na obr. 3.6. Ta probíhá buď izotermicky, izoentropicky (adiabaticky), nebo polytropicky, obr. 3.8.

Izotermická expanze:

Při této změně nedochází k změně teploty pracovního média. Expanduje li vzduch v uzavřeném systému při konstantní teplotě, vnitřní energie zůstává nezměněna a přivedené množství tepla bude celé přeměněno na objemovou práci. Izotermická změna se řídí Boyleovým zákonem a rovnicí:

$$p \cdot v = konst. \quad (3.10)$$

Izoentropická (adiabatická) expanze:

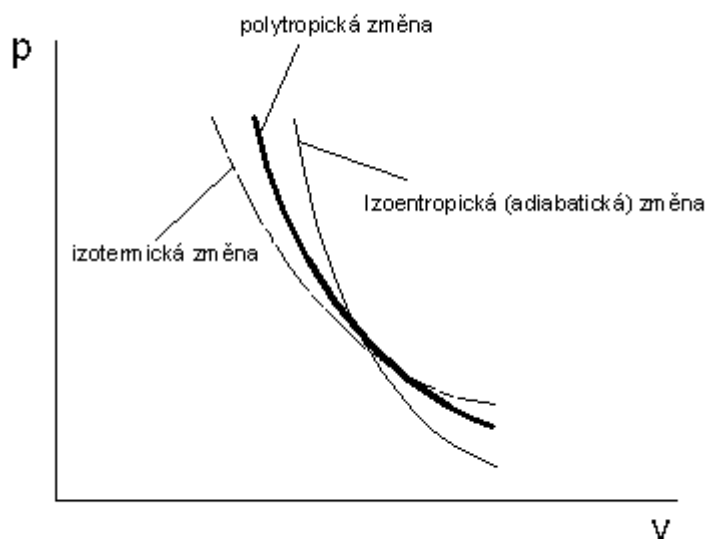
Při této změně nedochází k výměně tepla s okolím. Izoentropická expanze vzduchu v uzavřeném systému se řídí rovnicí:

$$p_1 \cdot v_1^\kappa = p_2 \cdot v_2^\kappa = konst. \quad (3.11)$$

Polytropická expanze:

Jedná se o obecně vratnou změnu, kterou můžeme nahradit všechny předcházející změny. Rozhodujícím členem je polytropický exponent n (pro izotermu $n = 1$, pro adiabatou $n = \kappa$). Polytropický exponent má velikost $1 < n < \kappa$. Skutečné průběhy změn stavů pneumatických zařízení leží v oblasti vymezené izotermou a adiabatou, a probíhají podle polytropie. Pro pneumatické motory radiální pístové počítáme s polytropickým exponentem $n = 1,33$, viz [12], [13]. Polytropická změna se řídí rovnicí:

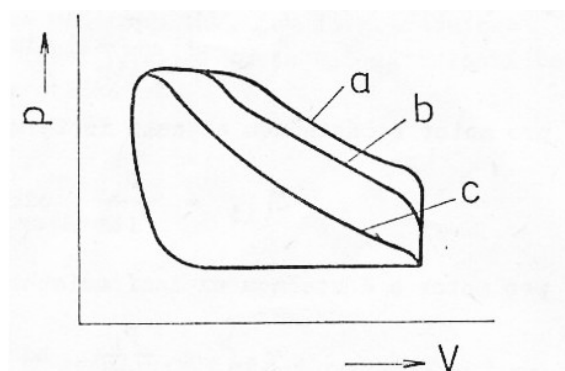
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.12)$$



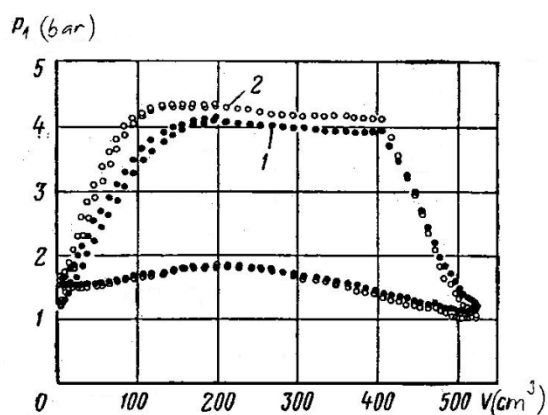
obr. 3.8 Znázornění expanzních změn. [4]

3.5. Skutečný indikátorový diagram

Skutečný indikátorový diagram se od teoretického poněkud odlišuje. Hlavní odlišností je jeho menší plocha, která představuje práci motoru. Ve skutečném diagramu dále dochází k zaoblení dotyků jednotlivých křivek. To je způsobeno jednak škodlivých prostorem, který představuje prostor mezi horní úvratí pístu a rozvodem, ale také postupným otevíráním a zavíráním rozvodových kanálů. Faktor, který ovlivňuje deformaci horních křivek diagramu, je rychlost pohybu pístu, resp. otáčky motoru. Vliv rychlosti souvisí s průtokem vzduchu v prostorech rozvodů, což jsou v přeneseném významu škrtící prostory. Toto škrcení způsobuje se stoupajícími otáčkami zhoršení plnění a předčasnou expanzi, jak je patrné z obr. 3.9.



obr. 3.9 Deformace indikátorového diagramu vlivem otáček motoru ($n_a < n_b < n_c$). [3]



obr. 3.10 Skutečně naměřený indikátorový diagram.

1 - nominální režim, 2 – režim při zmenšených škrtících prostorech

3.6. Výkon pneumatického motoru

Do základních výpočtových vztahů pro výkon, moment a spotřebu vzduchu, vstupuje jako základní parametr geometrický objem motoru V_g . Ten je pro sledované typy motorů dán vztahem (3.13). Ve vztahu představuje D průměr pístu, H zdvih pístu a i počet pístů.

$$V_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot i \quad (3.13)$$

Výkon pneumatického motoru bez uvažování účinnosti je dán rozměry pracovních prostorů, resp. geometrickým objemem V_g , středním indikovaným tlakem p_{it} a otáčkami motoru n_M . Jeho výpočet se provede dle vztahu:

$$P_t = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \quad (3.14)$$

Výkonová charakteristika tohoto teoretického výkonu je dána přímkou vycházející z počátku pod úhlem $\alpha = V_g \cdot p_{it}$, obr. 3.11.

Budeme-li uvažovat pouze mechanické ztráty, bude pro výkon pneumatického motoru platit vztah:

$$P' = P_t - P_z = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_m \quad (3.15)$$

Charakteristikou bude opět přímka vycházející z počátku pod úhlem $\alpha_1 = V_g \cdot p_{it} \cdot \eta_m$, přičemž $\alpha_1 < \alpha$, obr. 3.11.

Budeme-li uvažovat se stupněm využití tlakového vzduchu v pracovním prostoru pneumatického motoru, vyjádřeným indikátorovou účinností, pro kterou platí závislost na otáčkách $\eta_i = 1 - a \cdot n_M$, bude skutečný výkon pneumatického motoru:

$$P_e = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_m \cdot \eta_i = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_m - V_g \cdot p_{it} \cdot n_M^2 \cdot \eta_m \cdot a \quad (3.16)$$

Charakteristikou bude parabola, obr. 3.11. Její vrchol představuje maximální výkon, jímž motor disponuje. Tento maximální výkon přísluší určitým otáčkám n_0 , které lze vypočítat z první derivace rovnice pro P_e (3.16) podle n_M .

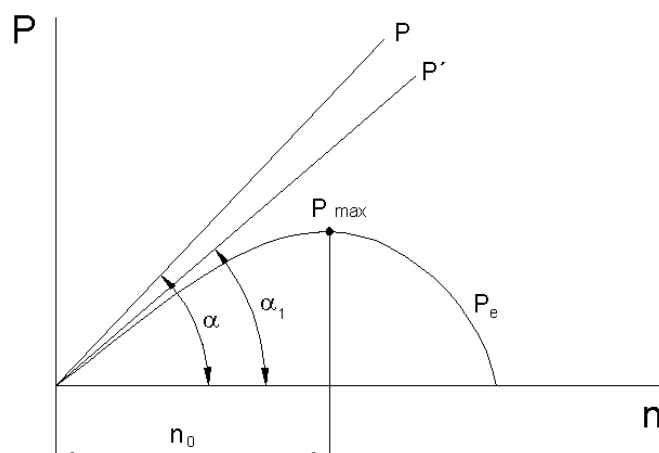
$$n_0 = \frac{1}{2a} \quad (3.17)$$

kde a je koeficient proporcionality, tab. 3.1.

a	$n < 1000 \text{ min}^{-1}$	$n > 1000 \text{ min}^{-1}$
	0,0013	0,0005

tab. 3.1 Hodnoty koeficientu proporcionality.

Koeficient proporcionality byl získán na základě experimentů, viz literatura [12], [13].



obr. 3.11 Výkonová charakteristika pneumatického motoru. [3]

3.7. Moment pneumatického motoru

Teoretický moment pneumatického motoru bez zahrnutí mechanických ztrát a závislosti na otáčkách se vypočte dle vztahu:

$$M_t = \frac{V_g \cdot p_{it}}{2 \cdot \pi} \quad (3.18)$$

Momentová charakteristika takového motoru je přímka, obr. 3.12.

Skutečný moment motoru lze vyjádřit vztahem:

$$M_M = M_Z - k_M \cdot n_M \quad (3.19)$$

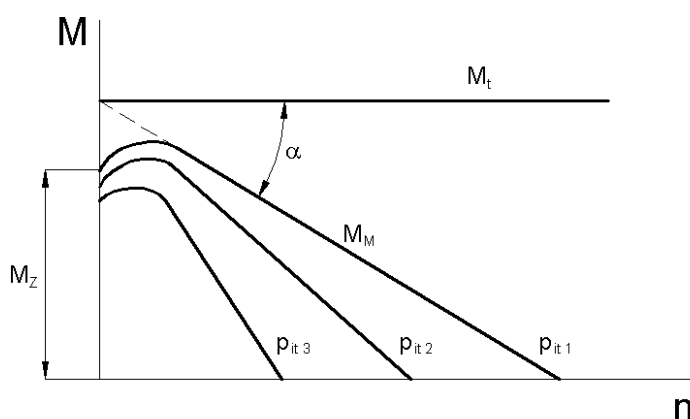
kde M_Z je záběrový moment motoru. Ten je závislý na přiváděném tlaku vzduchu a na pozici a počtu pístů, které jsou při záběru pod tlakem. Hodnota k_M je tg úhlu α - sklonu přímky skutečného momentu od jeho teoretického průběhu.

Podle vztahů pro moment je patrna změna momentu s tlakem a také závislost $M_M(n_M)$. Hodnota součinitele k_M je závislá na velikosti motoru (jeho V_g) a mění se v širokém rozsahu.

Skutečný moment motoru lze vyjádřit rovněž vztahem:

$$M_M = \frac{V_g \cdot p_{it}}{2\pi} \cdot \eta_m \quad (3.20)$$

kde η_m je mechanická účinnost motoru, pohybující se v rozsahu $\eta_m = (0,88 - 0,94)$.



obr. 3.12 Momentová charakteristika pneumatického motoru. $p_{it\ 1} > p_{it\ 2} > p_{it\ 3}$. [3]

3.8. Spotřeba vzduchu pneumatického motoru

Spotřeba vzduchu neboli průtok se označuje Q . U pneumatických motorů udává objemem přivedeného vzduchu za jednotku času. Pro vyjádření se nejčastěji používají tyto jednotky:

$$m^3 \cdot s^{-1} ; m^3 \cdot h^{-1} ; dm^3 \cdot min^{-1}$$

Spotřeba vzduchu je dle stavové rovnice závislá na tlaku a teplotě přiváděného vzduchu. V katalogích výrobců se udává spotřeba vzduchu přepočtená na normální stav, označována jako Q_N . Normální stav je dán těmito parametry:

normální tlak: $p_N = 100 \text{ kPa}$ (atmosférický)

normální teplota: $T_N = 293 \text{ K} = 20^\circ\text{C}$

Normální stav definujeme jako množství vzduchu, které při normálním tlaku a normální teplotě vyplní objem 1 m^3 .

Základní stavová rovnice:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.21)$$

Rovnice pro přepočet spotřeby vzduchu na normální podmínky:

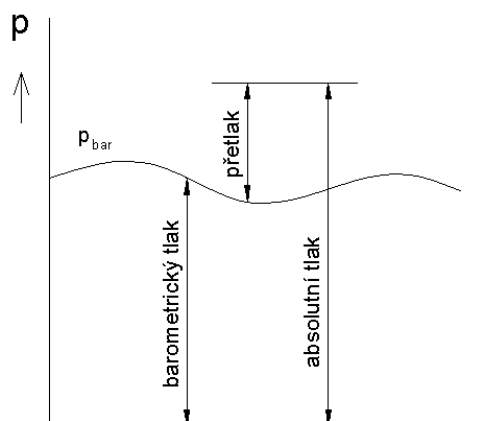
$$\frac{Q_N \cdot p_N}{T_N} = \frac{Q \cdot p_{abs}}{T} \quad (3.22)$$

$$Q_N = Q \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} \quad (3.23)$$

Protože při výpočtech bývá nejčastěji teplota okolí $T = T_N$ a dosadíme li za $p_N = p_{atm} = 1 \text{ bar}$, můžeme přepočtovou rovnici zjednodušit:

$$Q_N = Q \cdot p_{abs} \quad (3.24)$$

Při výpočtech, jejichž základem je stavová rovnice, dosazujeme za tlak p jeho absolutní hodnotu. Tu získáme, připočteme li k atmosférickému (barometrickému) tlaku hodnotu pracovního přetlaku. I když atmosférický tlak, jak je známo, kolísá, v technických výpočtech se považuje za konstantní a rovný $1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa}$.



obr. 3.13 Tlakové hladiny vzduchu.

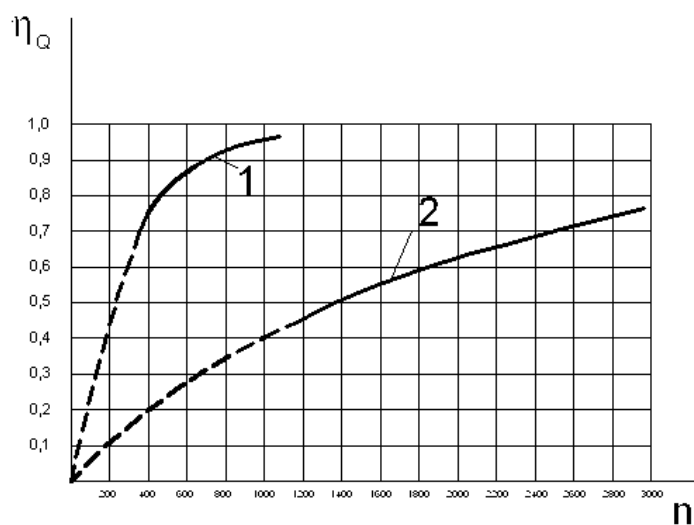
Spotřebu vzduchu počítáme z geometrického objemu V_g , otáček motoru n_M a poměrného plnění δ :

$$Q_t = V_g \cdot n_M \cdot \delta \quad (3.25)$$

Skutečná spotřeba vzduchu je však vlivem ztrát netěsnostmi pracovních prostorů motorů větší a vypočítá se:

$$Q_s = Q_t \cdot \frac{1}{\eta_Q} \quad (3.26)$$

kde η_Q je průtoková účinnost motoru, pohybující se v rozsahu zhruba 0,75 – 0,98, viz obr. 3.14. Hodnota průtokové účinnosti velmi závisí na stupni opotřebení motoru.



obr. 3.14 Závislost průtokové účinnosti motoru na otáčkách. 1 - pístový motor, 2 - zubový motor.

Z praktických zkušeností z provozů byly definovány následující vztahy, pomocí nichž lze skutečnou spotřebu vzduchu rovněž vyjádřit:

$$Q_s = Q + Q_z \quad (3.27)$$

Ztráty Q_z jsou závislé nejen na konstrukci motoru a výrobních tolerancích, ale i na stupni opotřebení motoru. Hodnotu Q_z můžeme vyjádřit jako poměrnou část spotřeby vzduchu Q_N . Pro pístové motory se volí z uvedených hodnot ta nižší.

u nového motoru: $Q_z = (0,03 \text{ až } 0,05) Q_N$

u motoru po 1000 h provozu: $Q_z = (0,1 \text{ až } 0,15) Q_N$

u motoru značně opotřebovaného: $Q_z = (0,2 \text{ až } 0,3) Q_N$

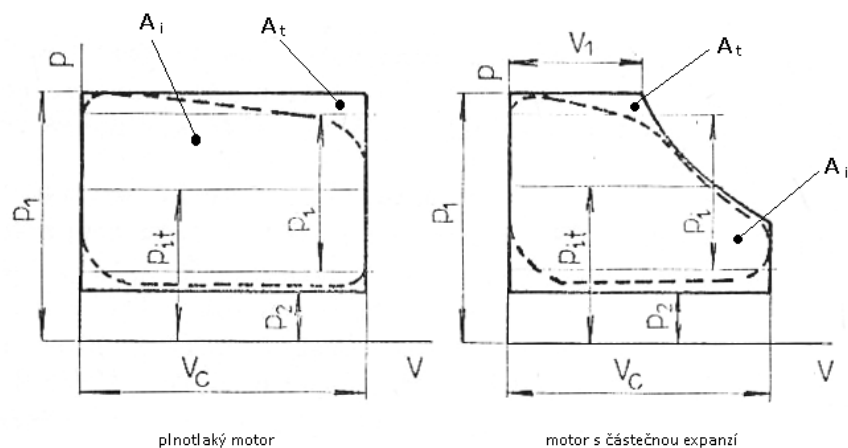
Pro porovnání různých typů pneumatických motorů a vyjádření stupně jejich opotřebení se používá tzv. měrná spotřeba vzduchu neboli specifická spotřeba vzduchu - q . Ta se vypočte podílem skutečné spotřeby vzduchu jednotkou efektivního výkonu, nejčastěji 1 kW. Čím je hodnota specifické spotřeby vyšší, tím je motor více opotřebovaný.

$$q = \frac{Q_s}{P_e} \quad (3.28)$$

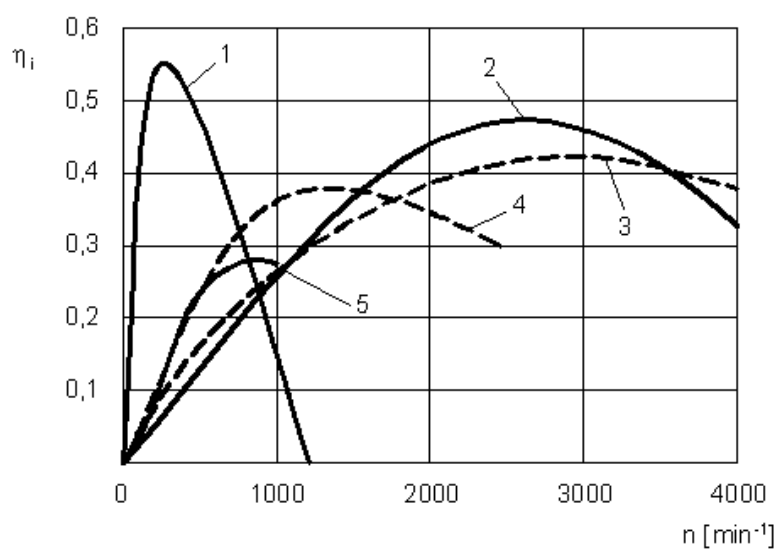
3.9. Účinnost pneumatického motoru:

Účinnost pneumatického motoru může být doplněna o její termodynamickou hodnotu, která se vypočte z poměru prací, vyjádřených z indikátorového diagramu, obr. 3.15.

Termodynamická účinnost u pneumatických motorů je velmi závislá na otáčkách, obr. 3.9 a je u různých konstrukcí motorů různá nejen co do hodnoty, ale i do tvaru příslušné křivky. Pístové motory vykazují termodynamickou účinnost nejvyšší, ale jen ve velmi omezeném rozsahu otáček, jak to ukazuje obr. 3.16.



obr. 3.15 Znázornění práce teoretické a práce indikované v indikátorových diagramech.

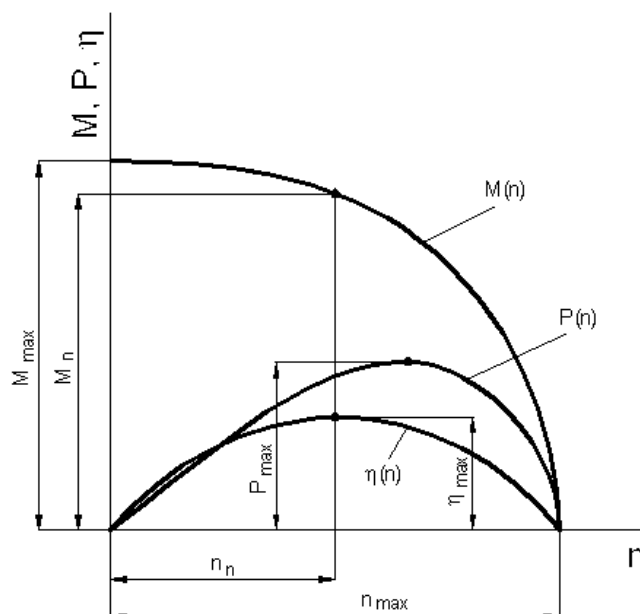


1 - pístový motor, 2 - lamelový motor, 3 - zubový motor s ozubením šípovým, 4 - zubový motor s ozubením šikmým, 5 - zubový motor s ozubením přímým

obr. 3.16 Termodynamická účinnost jednotlivých pneumatických motorů. [3]

3.10. Komplexní charakteristika pneumatického motoru

Komplexní charakteristika pneumatického motoru, znázorňující závislost točivého momentu, výkonu a účinnosti na otáčkách při $P_1 = \text{konst.}$ je uvedena na obr. 3.17.



obr. 3.17 Komplexní charakteristika pneumatického motoru.

Výkon pneumatického motoru v závislosti na otáčkách $P(n)$ je znázorněn parabolickou křivkou s počátkem v průsečíku souřadnic a s maximální hodnotou, která se dalším zvyšováním otáček opět přibližuje k nule. Točivý moment $M(n)$ má maximální hodnotu při nulových otáčkách, resp. při otáčkách blížících se nule. S jejich zvyšováním se hodnota momentu snižuje.

Průběh účinnosti motoru na otáčkách $\eta(n)$ má opět maximum, ke kterému, jak je obvyklé i u jiných strojů, vztahujeme jmenovité hodnoty ostatních parametrů, tj. n_n , P_n a M_n . Z komplexní charakteristiky je patrné, že bod maximálního výkonu P_{\max} leží poněkud vpravo od bodu jmenovitého výkonu, při kterém je dosaženo nejlepších ekonomických parametrů motoru. Při maximálním výkonu je naopak dosaženo nejlepších technických parametrů motoru.

Otáčky pneumatických motorů závisí ve velké míře na zatížení. Při odlehčení motoru, tj. při $M_Z = M_M = 0$ dosahují otáčky maximální hodnoty n_{max} , což může vést ke zničení motoru. Proto jsou maximální otáčky motoru omezeny. U pístových motorů je omezení dáno:

$$n_{max} = (1,5 \div 2) \cdot n_n \quad (3.29)$$

Pokud pracuje pneumatický motor s proměnlivým zatížením a s možností náhlého poklesu zatížení blízkého k nulové hodnotě, musí být vybaven regulátorem, který udržuje otáčky na konstantní hodnotě, nebo omezuje jejich maximální hodnotu.

Velmi důležitým parametrem pneumatického motoru je hodnota záběrového momentu, tj. momentu při $n_M = 0$. Značná část strojů, u nichž se používá pneumatický motor, se rozbíhá při plném zatížení. U pístových radiálních pneumatických motorů je hodnota záběrového momentu závislá na počtu činných pístů (pístu pod vstupním tlakem) a bývá v rozmezí 60 – 100 % maximálního (teoretického) momentu.

4. VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ RADIÁLNÍHO PÍSTOVÉHO MOTORU

Zadané parametry:

výkon: $P = 5 \text{ kW}$

otáčky: $n_M = 900 \text{ min}^{-1}$

pracovní přetlak: $p = 5 \text{ bar}$

4.1. Volba konstrukce motoru

Pro výpočet byla zvolena konstrukce motoru s kulisovým mechanismem, obr. 3.4. Takto konstrukce je provedena jako čtyřválcová.

4.2. Výpočet hlavních parametrů

Pro odvození průměru pístu D budeme vycházet z obecně platné rovnice pro výkon pneumatického motoru (3.15), ve které zahrneme mechanickou účinnost a počet pístu.

$$P = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_M \quad (4.1)$$

kde: V_g ... geometrický objem motoru [m^3]

p_{it} ... střední indikovaný tlak [Pa]

n_M ... otáčky motoru [s^{-1}]

η_M ... mechanická účinnost motoru [1]

i ... počet pístů [1]

H ... pracovní zdvih [m]

D ... průměr pístu [m]

Po dosazení dílčích parametrů dostaneme rovnici:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot i \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_M \quad (4.2)$$

Zdvih motoru H je potřeba zvolit. Platí pravidlo, že zdvih motoru je roven 70% číselné hodnoty průměru pístu.

$$H = 0,7 \cdot D \quad (4.3)$$

Mechanická účinnost se pohybuje v rozmezí (0,88 – 0,94). Pro výpočet bude zvolena hodnota $\eta_M = 0,9$.

Střední indikovaný tlak bude vypočten pro polytropickou expanzi dle rovnice (3.8).

$$p_{it} = \delta \cdot p_1 \frac{n - \delta^{n-1}}{n-1} - p_2 \quad (4.4)$$

kde: δ ... součinitel poměrného plnění [1]

p_1 ... pracovní přetlak [Pa]

p_2 ... atmosférický tlak zvýšený o hodnotu tlakové ztráty v rozvodech [Pa]

n ... polytropický exponent [1]

Součinitel poměrného plnění δ volím 0,55. Volba tlaků p_1 a p_2 velmi závisí na konstrukce rozvodového mechanismu. Dále se také odvíjí od rychlosti proudění vzduchu v tomto rozvodu. Při plnění motoru tlakovým vzduchem je rychlost proudění zpravidla nižší, než rychlost výfuku. Tak p_2 bývá zhruba o 10 - 15% větší oproti tlaku atmosférickému. Tlak p_1 pak o 8 – 12% menší než tlak pracovní. Znázornění těchto tlaků v indikátorovém diagramu ukazuje obr. 3.6. Polytropický exponent n volím 1,33.

Snížení pracovního tlaku p_1 :

$$p'_1 = p_1 - 10\% = 500\,000 - 10\% = 450\,000 \text{ Pa} \quad (4.5)$$

Volba tlaku p_2 :

$$p_2 = 10\% \cdot p_{atm} = 10\% \cdot 100\,000 = 10\,000 \text{ Pa} \quad (4.6)$$

Střední indikovaný tlak pro polytropickou expanzi:

$$p_{it} = \delta \cdot p_1' \frac{n - \delta^{(n-1)}}{n-1} - p_2 = 0,55 \cdot 450\,000 \cdot \frac{1,33 - 0,55^{(1,33-1)}}{1,33-1} - 10\,000 =$$

$$= 372\,172 \text{ Pa}$$
(4.7)

Po odvození a dosazení do rovnice (4.2) dostaneme výraz pro výpočet průměru pístu:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P}{0,7 \cdot i \cdot \pi \cdot n_M \cdot p_{it} \cdot \eta_M}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5000}{0,7 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 372\,172 \cdot 0,9}} = 0,076787 \text{ m}$$
(4.8)

Průměr pístu zaokrouhlují na 0,077 m, resp. 77 mm.

Zdvih pístu:

$$H = 0,7 \cdot D = 0,7 \cdot 0,077 = 0,054 \text{ m, resp. 54 mm}$$
(4.9)

Kontrola výkonu s navrženým průměrem pístu a zdvihem:

$$P = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_M$$
(4.10)

Geometrický objem motoru:

$$V_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot i = \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 0,054 \cdot 4 = 0,001003459 \text{ m}^3$$
(4.11)

Po dosazení do rovnice (4.10) bude efektivní výkon:

$$P = 0,001003459 \cdot 372\,172 \cdot 15 \cdot 0,9 = 5\,041 \text{ W} \cong 5 \text{ kW}$$
(4.12)

Vypočtený výkon motoru odpovídá požadavkům zadání.

Moment motoru:

U čtyřválcového motoru je předpoklad, že pod plným tlakem z rozvodu budou vždy alespoň 2 válce. Proto v rovnici (4.13) dosadíme za $i = 2$. Vypočtená hodnota pro $i = 2$ odpovídá nejnižšímu záběrovému momentu M_Z .

$$M_{M i=2} = \frac{i \cdot V_g \cdot p_{it}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_m = \frac{i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot p_{it}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_m \frac{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 0,054 \cdot 372 \cdot 172}{2 \cdot \pi} \cdot 0,9 = 26,76 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

Moment motoru v pracovním rozsahu otáček však bude vyšší. Tlakový vzduch je přiváděn do všech čtyř válců, a proto dosadíme do výpočtu $i = 4$.

$$M_{M i=4} = \frac{i \cdot V_g \cdot p_{it}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_m = \frac{i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot p_{it}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_m \frac{4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 0,054 \cdot 372 \cdot 172}{2 \cdot \pi} \cdot 0,9 = 53,62 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

Spotřeba vzduchu – teoretická:

$$\begin{aligned} Q_t &= V_g \cdot n_M \cdot \delta = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot i \cdot n_M \cdot \delta = \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 0,054 \cdot 4 \cdot 15 \cdot 0,55 = \\ &= 0,0082939 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \\ &= 497,634 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Spotřeba vzduchu – skutečná:

$$Q_s = Q_t \cdot \frac{1}{\eta_Q} \quad (4.16)$$

Průtoková účinnost η_Q se pohybuje v rozmezí zhruba 0,75 – 0,98 a velmi závisí na stupni opotřebení motoru. Její průběh je vyobrazen na obr. 3.14. Pro výpočet budeme volit průtokovou účinnost 0,95. Rovněž provedeme výpočet pro nejnižší a nejvyšší průtokovou účinnost η_Q , abychom viděli, jak nám průtoková účinnost, resp. stupeň opotřebení motoru zvyšuje spotřebu vzduchu a tím přispívá ke zhoršení ekonomických parametrů motoru.

Pro $\eta_Q = 0,95$:

$$\begin{aligned} Q_s &= 0,0082939 \cdot \frac{1}{0,95} = 0,00873 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} & (4.17) \\ &= 523,825 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Pro $\eta_Q = 0,75$:

$$\begin{aligned} Q_s &= 0,0082939 \cdot \frac{1}{0,75} = 0,01106 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} & (4.18) \\ &= 633,512 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Pro $\eta_Q = 0,98$:

$$\begin{aligned} Q_s &= 0,0082939 \cdot \frac{1}{0,98} = 0,008463 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} & (4.19) \\ &= 507,79 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Specifická spotřeba vzduchu:

Pro výpočet specifické spotřeby vzduchu je potřeba skutečnou spotřebu Q_s převést na *normální* jednoty. Budeme vycházet z rovnice (3.23), která je odvozena ze základní stavové rovnice (3.21). Teplotu okolí předpokládáme 20°C, tj. 293 K. Tlak pro zjednodušení dosadíme v barech.

Skutečná spotřeba vzduchu v normálních jednotkách:

Pro $\eta_Q = 0,95$:

$$\begin{aligned} Q_N &= Q_s \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} = 0,00873 \cdot \frac{293}{293} \cdot \frac{1+5}{1} = 0,05238 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1} & (4.20) \\ &= 3,1428 \text{ m}_N^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Pro $\eta_Q = 0,75$:

$$Q_N = Q_s \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} = 0,01106 \cdot \frac{293}{293} \cdot \frac{1+5}{1} = 0,06636 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.21)$$

$$= 3,98 \text{ m}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Pro $\eta_Q = 0,98$:

$$Q_N = Q_s \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} = 0,008463 \cdot \frac{293}{293} \cdot \frac{1+5}{1} = 0,05 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.22)$$

$$= 3,047 \text{ m}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výpočet specifické spotřeby vzduchu, resp. spotřeby vzduchu vztažené na 1 kW efektivního výkonu pak bude proveden dle rovnice (3.28).

Pro $\eta_Q = 0,95$:

$$q = \frac{Q_s}{P_e} = \frac{3,1428}{5} = 0,62 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.23)$$

Pro $\eta_Q = 0,75$:

$$q = \frac{Q_s}{P_e} = \frac{3,98}{5} = 0,8 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.24)$$

Pro $\eta_Q = 0,98$:

$$q = \frac{Q_s}{P_e} = \frac{3,047}{5} = 0,61 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.25)$$

kde: Q_s ... skutečná spotřeba vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 Q_t ... teoretická spotřeba vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 P_e ... efektivní výkon motoru [W]
 T_N ... normální teplota [K]
 T ... teplota okolí [K]
 q ... specifická spotřeba vzduchu [$\text{m}_N^3 \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{min}^{-1}$]

p_N ... normální tlak [Pa]
 P_{abs} ... absolutní tlak [Pa]
 η_Q ... průtoková účinnost [1]

4.3. Souhrn vypočtených parametrů

RADIÁLNÍ PÍSTOVÝ PNEUMATICKÝ MOTOR		
konstrukce		kulisová
počet válců	i	4
výkon	P	5 kW
moment	M_k	53 Nm
průměr pístu	D	77 mm
zdvih	H	54 mm
geometrický objem	V_g	1003 cm ³
spotřeba vzduchu	Q_s	524 dm ³ .min ⁻¹
specifická spotřeba vzduchu	q	0,62 m ³ _N . kW ⁻¹ . min ⁻¹
jmenovité otáčky	n_M	900 min ⁻¹
jmenovitý pracovní přetlak	p	5 bar

tab. 4.1 Tabulka základních parametrů motoru.

4.4. Komplexní charakteristika motoru

Výpočet parametrů pro vytvoření komplexní charakteristiky, tzn. závislosti $M(n)$, $P(n)$, $Q(n)$ a $q(n)$, provedeme podle výpočtových vztahů z dosud nepublikované výzkumné zprávy [19], která uvádí průběhy uvedených charakteristik v souladu s experimentálně ověřenými údaji z literatury [12], [13].

konstanty		jmenovité otáčky n_n	jmenovitý výkon P_n	točivý moment M_s
c	b	[s ⁻¹]	[W]	[Nm]
1,2	0,9	15	5000	53

tab. 4.2 Parametry volené pro výpočet.

Pro konstrukci charakteristik je potřeba vypočíst maximální otáčky, při daných jmenovitých otáčkách:

$$n_{max} = n_n \cdot \sqrt{\frac{c^2}{b \cdot c^2 - 1}} = 15 \cdot \sqrt{\frac{1,2^2}{0,9 \cdot 1,2^2 - 1}} = 33,08 \text{ s}^{-1} = 1985 \text{ min}^{-1} \quad (4.26)$$

Dále pak otáčky při maximálním výkonu:

$$n_0 = c \cdot n_n \cdot \sqrt{\frac{0,5 \cdot b}{b \cdot c^2 - 1}} = 1,2 \cdot 15 \cdot \sqrt{\frac{0,5 \cdot 0,9}{0,9 \cdot 1,2^2 - 1}} = 22,19 \text{ s}^{-1} = 1332 \text{ min}^{-1} \quad (4.27)$$

Pro okamžité hodnoty točivého momentu k sestrojení jeho závislosti na otáčkách bude platit:

$$M_i = M_s \cdot \sqrt{c^2 \cdot \left(\frac{n_n}{n_{max}}\right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_{max}}\right)^2 + 1} \quad (4.28)$$

Příklad výpočtu pro okamžitou hodnotu točivého momentu při jmenovitých otáčkách $n_n = 900 \text{ min}^{-1}$:

$$M_i = 53 \cdot \sqrt{1,2^2 \cdot \left(\frac{15}{33,08}\right)^2 - \left(\frac{15}{33,08}\right)^2 + 1} = 56 \text{ Nm} \quad (4.29)$$

Pro okamžité hodnoty výkonu k sestrojení jeho závislosti na otáčkách bude platit:

$$P_i = P_n \cdot \sqrt{c^2 \cdot \left[\left(\frac{n_i}{n_{max}}\right)^2 - \frac{n_i^4}{n_n^2 \cdot n_{max}^2}\right] + \left(\frac{n_i}{n_n}\right)^2} \quad (4.30)$$

Příklad výpočtu pro okamžitou hodnotu výkonu při jmenovitých otáčkách $n_n = 900 \text{ min}^{-1}$:

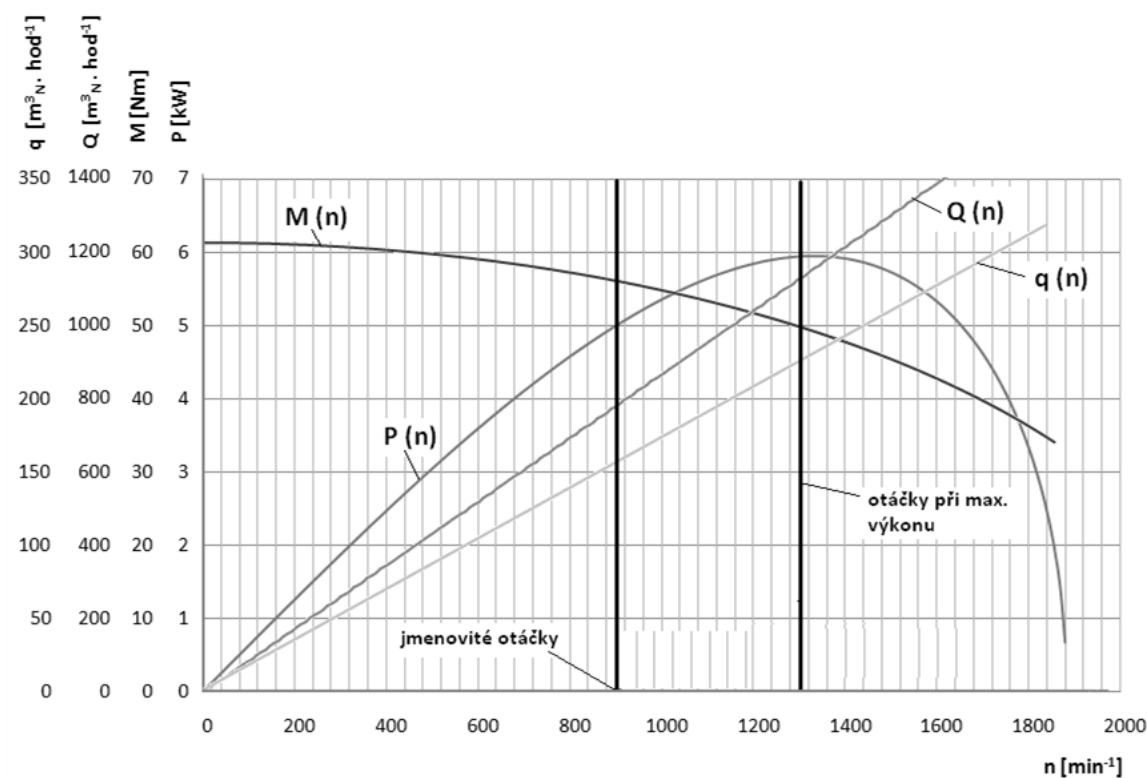
$$P_i = 5000 \cdot \sqrt{1,2^2 \cdot \left[\left(\frac{15}{33,08}\right)^2 - \frac{15^4}{15^2 \cdot 33,08^2}\right] + \left(\frac{15}{15}\right)^2} = 5000 \text{ W} \quad (4.31)$$

Maximální výkon motoru bude:

$$P_{max} = 0,5 \cdot b \cdot c^2 \cdot P_n \cdot \sqrt{\frac{1}{b \cdot c^2 - 1}} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,2^2 \cdot 5000 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,9 \cdot 1,2^2 - 1}} = 5955 \text{ W} = 5,95 \text{ kW} \quad (4.32)$$

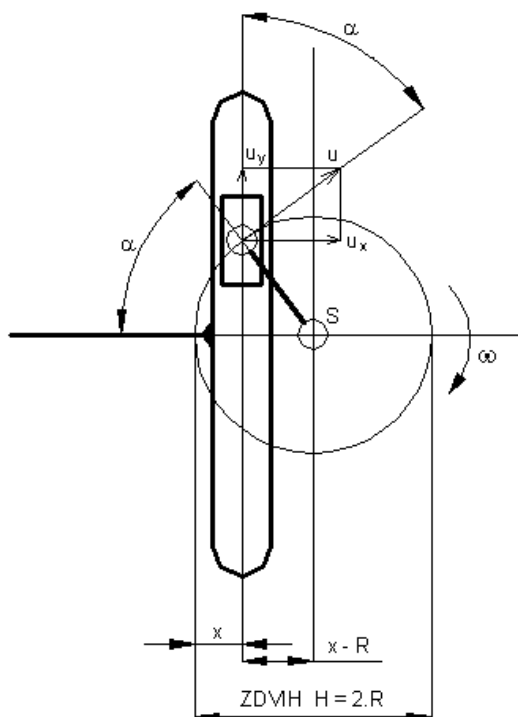
Tento maximální výkon odpovídá otáčkám $n_0 = 1332 \text{ min}^{-1}$, viz rovnice (4.27).

Výpočet okamžité spotřeby vzduchu a specifické spotřeby vzduchu, se bude řídit rovnicemi (4.15 ÷ 4.25). Pro výpočet byla zvolena průtoková účinnost $\eta_Q = 0,95$.



obr. 4.1 Komplexní charakteristika vypočteného motoru.

4.5. Kinematický výpočet kulisového motoru



obr. 4.2 Kinematický rozbor kulisového mechanismu.

Dráha x :

$$\cos \alpha = \frac{R-x}{R} \rightarrow R \cdot \cos \alpha = R - x ; x = R \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (4.33)$$

Rychlost u_x :

Maximální rychlost u_x bude pro $\sin \alpha = 1$, tj. pro úhel pootočení kliky $\alpha = 90^\circ$.

$$\sin \alpha = \frac{u_x}{u} \rightarrow u_x = u \cdot \sin \alpha = \omega \cdot R \cdot \sin \alpha = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R \cdot \sin \alpha \quad (4.34)$$

$$u_{x \max} = 2 \cdot \pi \cdot n_n \cdot \frac{H}{2} \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot \pi \cdot 15 \cdot \frac{0,054}{2} \cdot \sin 90^\circ = 2,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.35)$$

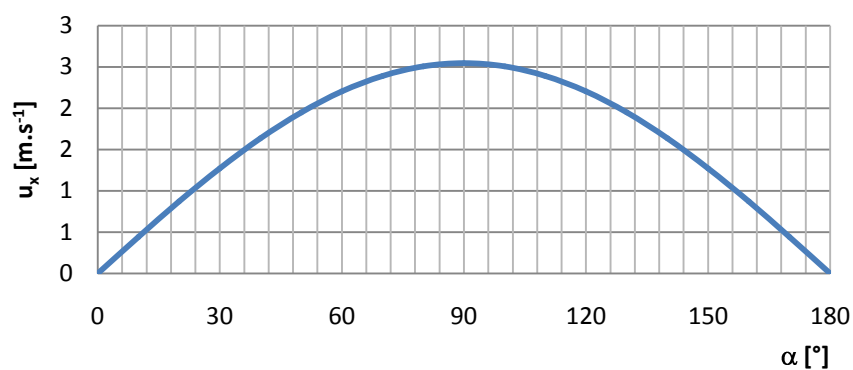
U pístových motorů se jako mezní rychlost uvádí $(20 \div 22) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, viz [12], [13].

Zrychlení smýkadla a_x :

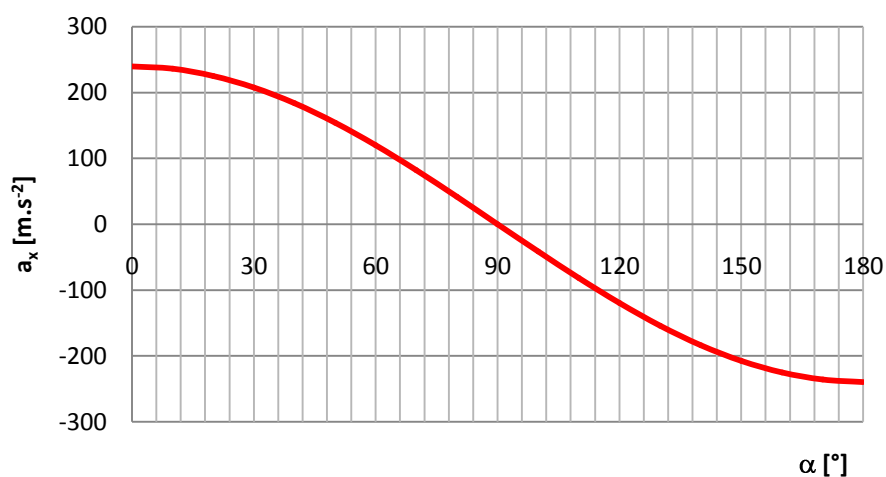
$$a_x = \frac{u^2}{R} \cdot \cos \alpha = \omega^2 \cdot R \cdot \cos \alpha \quad (4.36)$$

Maximální zrychlení je pro $\cos \alpha = 1$, tj. $\alpha = 0^\circ$

$$\begin{aligned} a_{x \max} &= \omega^2 \cdot R \cdot \cos \alpha = (2 \cdot \pi \cdot n_n)^2 \cdot \frac{H}{2} \cos 0^\circ = (2 \cdot \pi \cdot 15)^2 \cdot \frac{0,054}{2} \cdot \cos 0^\circ = \\ &= 239 \text{ m.s}^{-2} \end{aligned} \quad (4.37)$$



Graf 4.1 Průběh rychlosti kulisového mechanismu.

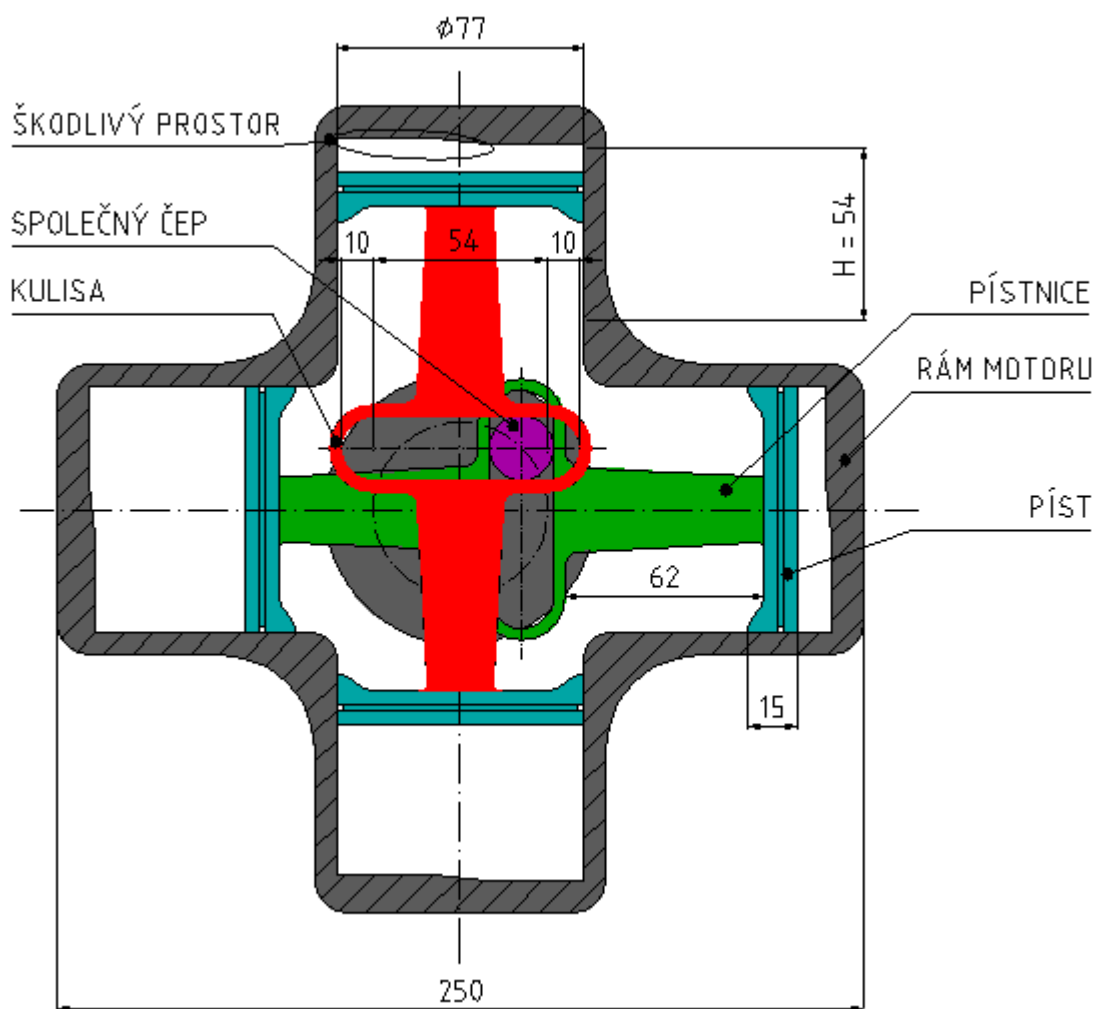


Graf 4.2 Průběh zrychlení kulisového mechanismu.

5. PROJEKT MOTORU S VYZNAČENÍM HLAVNÍCH PARAMETRŮ

Tato kapitola předkládá návrh projektu pneumatického rotačního motoru kulisové konstrukce, jež byl vypočten na základě obecné teorie v předcházejících kapitolách.

Na obrázku jsou vyznačeny hlavní rozměry a základní prvky, z nichž se motor skládá. V rámu motoru nejsou zakresleny rozvodové kanály. Obrázek slouží pouze jako základ rozměrové analýzy a také jako základ možného konstrukčního návrhu. Pro lepší názornost jsou jednotlivé komponenty barevně rozlišeny.



obr. 5.1 Radiální pístový pneumatický motor kulisové konstrukce.

6. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo řešení problematiky radiálních pístových pneumatických motorů. V úvodní kapitole jsem nejprve sestavil tabulku, která předkládá různé typy pneumatických rotačních motorů a tímto čtenáři ukazuje diametrální odlišnosti radiálních pístových motorů, od motorů ostatních. Nadále jsem zpracoval ucelený přehled výhod a nevýhod pneumatických motorů jako součásti pohonů strojů. V tomto přehledu rovněž srovnávám pneumatický motor s ostatními typy motorů, jež se v technické praxi běžně vyskytují. Použití radiálních pístových motorů je velmi specifické a některé příklady použití jsem uvedl na závěr úvodní kapitoly.

V další části diplomové práce jsem zpracoval přehled nejpoužívanějších typů radiálních pístových pneumatických motorů a tento přehled doplňuji základní teorií, která řeší výpočet motorů právě těchto typů. Teorie je doplněna řadou obrázků a schémat, jež slouží pro lepší orientaci v dané problematice a k lepšímu pochopení v některých případech složitějších výpočtů. Na základě této teorie jsem následně zvolil konkrétní konstrukci motoru (kulisová konstrukce), pro kterou provedu základní výpočet.

Výpočet je sestaven chronologicky dle předešlého rozboru základní teorie. Vstupní parametry pro výpočet (pracovní přetlak, jmenovité otáčky a výkon) byly součástí zadání diplomové práce. Výstupem této části je tabulka, uvádějící základní parametry řešeného motoru. V závěru výpočtové části předkládám komplexní charakteristiku spočteného pneumatického motoru. Pro co nejlepší sestavení této komplexní charakteristiky jsem převzal některé výpočtové vztahy z dosud nepublikované výzkumné zprávy, kterou uvádím v přehledu použité literatury. Tyto výpočtové vztahy jsou určeny právě pro radiální pístový motor. V konečné části výpočtové kapitoly uvádím základní kinematický výpočet zvolené konstrukce. Pro lepší přehlednost uvádím také grafy závislosti parametrů zrychlení a rychlosti pístu na úhlu pootočení hřídele motoru.

V závěrečné kapitole předkládám projekt vypočteného motoru, s vyznačenými základními rozměry a s označením hlavních komponent, ze kterých se motor skládá. Cílem kapitoly není tvorba kompletní sestavy spočteného motoru, nýbrž pouze ilustrační obrázek, sloužící jako základ rozměrové analýzy a také jako základ možného, budoucího konstrukčního návrhu pneumatického motoru kulisové konstrukce.

7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Časopisy:

- [1] KOPÁČEK, J. *Pneumatické motory - jejich možnosti a použití*. Časopis Strojírenská výroba, 1975, č. 3

Odborná literatura:

- [2] PIVOŇKA, J., *Tekutinové mechanismy*. Praha: STNL, 1987. 624 s.
- [3] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Žilina: VŠDS, 1991. 169 s.
- [4] VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: ČVUT, 1988. 248 s.
- [5] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TUO, 2005. 156 s.
- [6] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. 221 s.
- [7] KOPÁČEK, J.; ŽÁČEK, M. *Pneumatická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2003. 94 s.
- [8] HOFÍREK, M. *Mechanika - Kinematika*. Havlíčkův Brod: FRAGMENT, 1998. 60s.
- [9] BRADSKÝ, Z.; JÁČ, V.; VRZALA, R. *Mechanika II. Kinematika*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2001. 184 s.
- [10] WANNER, J. *Sbírka vyřešených úloh z technické mechaniky III. díl*. Praha: Technicko - vědecké vydavatelství, 1952. 278 s.
- [11] Julina, M.; Venclík, V. *Mechanika - Kinematika pro školu a praxi*. Praha: Scientia, spol. s r.o., pedagogické nakladatelství, 2000. 75 s.
- [12] Ziněvič, V.D.; Gešlin, L.A. *Poršněvyje i šestěrjennyje pněvmodygatěli gorno-šachtново oborudovanija*. Moskva: 1982. 200 s.
- [13] Jarmolenko, G.Z. *Pněvmatičeskij privod gornych mašin*. Nědra Moskva: 1967.

Katalogy:

- [14] Atlas Copco. *Druckluft - Motoren.*
- [15] Gardner - Denver. *Druckluft Motoren.*

Internetové zdroje:

- [16] www.parker.cz
- [17] www.pdprofi.cz
- [18] www.bibus.co.uk

Výzkumné zprávy:

- [19] Kopáček, J. a kol. Radiální pístové pneumatické motory. VZ, katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, VŠB – TUO. 2012.